

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Konstrukční řešení drtiče slámy**

## **Structural Design of the Straw Chopper**

Student:

Jiří Teichmann

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2014

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Teichmann**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Konstrukční řešení drtiče slámy**  
**Structural Design of the Straw Chopper**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte konstrukční řešení drtiče slámy pro sklízecí mlátičku kombajnu Claas Cosmos včetně uchycení na rám stroje. Proved'te potřebné pevnostní, provozní a kinematické výpočty a zpracujte výkresovou dokumentaci v odpovídajícím rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí školitel a zadavatel.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KUMHÁLA, F. et al *Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu*. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s.  
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český norm. institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český norm. institut, 1996. 32 s.

Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry

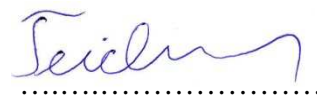


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19. 5. 2014



.....

podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19. 5. 2014



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Teichmann

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Třebom 130, 747 25 Sudice

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TEICHMANN, J. *Konstrukční řešení drtiče slámy: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 51s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením drtiče slámy, jehož úkolem je rozdrtit slámu na malé kousky. V první části bakalářské práce je napsána stručná rešerše na téma sklízecích mlátiček se zaměřením na technologii zpracování slámy. Výpočet obsahuje návrh řemenového a řetězového převodu včetně dimenzování hřídele. Dále je vyřešeno uchycení drtiče na rám sklízecí mlátičky a jiné inovace, které jsou zobrazeny formou 3D modelů v programu Autodesk Inventor Professional 2014. Následuje výpočet čepu na otlacení a analýza MKP. Součástí bakalářské práce je také výkresová dokumentace zařízení ve formě příloh.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

TEICHMANN, J. *Structural Design of the Straw Chopper: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 51p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

This bachelor thesis deals with the construction of the straw crusher, the task of which is to crush straw into small pieces. There is a brief summary of harvesting thrashers described in the first part of the thesis which is focused on technology of straw treatment. Calculation includes belt and chain gears also as a dimensioning of a shaft. Next the crusher attachment to the frame of the harvesting thrasher is described as well as other innovations which are displayed in the form of 3D models in Autodesk Inventor Professional 2014. Calculation of the pin for deformation analysis and FEM follows. Drawing documentation is also included.

# OBSAH

Seznam použitých označení.....	8
1 Úvod.....	11
2 Sklízecí mlátičky.....	12
2.1 Historický vývoj.....	13
2.2 Popis pracovních mechanismů sklízecích mlátiček .....	14
2.2.1 Žací stůl .....	14
2.2.2 Mláticí mechanismus .....	15
2.2.3 Čistidlo .....	15
2.2.4 Separační mechanismus.....	16
3 Zpracování slámy.....	17
3.1 Drtič slámy .....	18
3.2 Rozmetadlo plev.....	20
3.3 Rozmetadlo slámy .....	20
4 Konstrukční návrh drtiče slámy .....	21
5 Řemenový převod .....	23
5.1 Stanovení velikosti průřezu klínového řemene a řemenic .....	23
5.2 Výpočet předpětí řemene .....	26
6 Řetězový převod .....	28
6.1 Určení typu a velikosti převodového řetězu.....	28
6.2 Pevnostní kontrola řetězu .....	31
6.2.1 Kontrola proti přetržení .....	31
6.2.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu .....	32
7 Návrh hřídele .....	34

8 Návrh rozměrů těsného pera pro řetězové kolo .....	36
9 Inovace drtiče.....	38
9.1 Uchycení na rám kombajnu .....	38
9.2 Úchyt rozmetače.....	39
9.3 Skluz.....	40
10 Kontrola čepu na otlačení .....	41
10.1 Gravitační síla .....	41
10.2 Napínací síla.....	42
10.3 Otlačení .....	43
11 Kontrola zatížení řezného nože pomocí MKP .....	44
11.1 Zatížení.....	44
11.2 Vyhodnocení napětí .....	47
12 Závěr .....	48
13 Seznam zdrojů.....	49
14 Přílohy.....	51

## Seznam použitých označení

Značka	Název	Jednotka
$A$	Osová vzdálenost	[mm]
$A_{SK}$	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
$b$	Šířka pera	[mm]
$C_\alpha$	Součinitel vlivu úhlu opásání	[-]
$C_k$	Součinitel počtu řemenů	[-]
$C_L$	Součinitel vlivu délky řemene	[-]
$C_P$	Součinitel vlivu dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
$D$	Průměr	[mm]
$d$	Průměr čepu	[mm]
$D_1$	Průměr malé řemenice	[mm]
$D_2$	Průměr velké řemenice	[mm]
$d_1$	Volený průměr hřídele	[mm]
$d'_1$	Navrhovaný průměr hřídele	[mm]
$d_2$	Průměr hřídele	[mm]
$D_{max}$	Maximální průměr řemenic	[mm]
$D_{min}$	Minimální průměr řemenic	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F$	Síla	[N]
$F_0$	Síla předpětí řemene	[N]
$F_0$	Obvodová síla	[N]
$F_1$	Výsledná síla v řetězu	[N]
$F_j$	Síla působící na jeden nůž	[N]
$F_c$	Tahová složka odstředivé síly	[N]
$F_g$	Síla gravitační	[N]
$F_m$	Tahová síla od tíhy volné větve řetězu	[N]
$F_{max}$	Maximální zatížení nože	[N]
$F_{pt}$	Síla při přetržení řetězu	[N]
$F_v$	Napínací síla	[N]
$f$	Součinitel vláknového tření	[-]



$f_0$	Součinitel suchého smykového tření	[-]
$f_k$	Součinitel tření v klínové drážce	[-]
$G$	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
$g$	Gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h$	Výška pera	[mm]
$i$	Převodový poměr	[-]
$i_{SK}$	Skutečný převodový poměr	[-]
$j$	Počet nožů	[-]
$k$	Počet řemenů, bezpečnost	[-], [-]
$k_D$	Dynamická bezpečnost	[-]
$k_s$	Statická bezpečnost	[-]
$k_{smin}$	Minimální statická bezpečnost	[-]
$L$	Délka řetězu	[mm]
$l$	Volená délka pera	[mm]
$L_p$	Délka řemene	[mm]
$l'$	Výpočtová délka pera	[mm]
$l_{min}$	Minimální délka pera	[mm]
$M_k$	Krouticí moment	[N·m]
$M_{k2}$	Krouticí moment kráječe	[N·m]
$M_{omax}$	Maximální ohybový moment	[N·m]
$M_{ored}$	Redukovaný moment	[MPa]
$m$	Hmotnost drtiče	[kg]
$m_1$	Hmotnost působící na úchyt	[kg]
$n$	Otáčky hnací hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$N_0$	Ideální jmenovitý výkon pro jeden řemen	[kW]
$N_p$	Výkon přenesený jedním řemenem	[kW]
$P$	Výkon	[W]
$p$	Tlak	[MPa]
$P_D$	Diagramový výkon respektující provozní podmínky	[kW]
$P'_D$	Korigovaný výkon	[kW]
$p_d$	Dovolený tlak	[MPa]
$p_v$	Výpočtový tlak	[MPa]

$R_1$	Roztečný průměr malého řetězového kola	[mm]
$R_2$	Roztečný průměr velkého řetězového kola	[mm]
$R_A$	Síla v podpoře A	[N]
$R_B$	Síla v podpoře B	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$S$	Obsah	[mm <sup>2</sup> ]
$s$	Délka úchytu	[mm]
$t$	Rozteč článků řetězu	[mm]
$v, v_1$	Obvodová rychlost	[m/s]
$v_{max}$	Maximální rychlost řemene	[m/s]
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$X$	Počet článků řetězu	[-]
$x$	Činitel osové vzdálenosti	[-]
$Y$	Činitel rázů	[-]
$z_1$	Počet zubů malého řetězového kola	[-]
$z_2$	Počet zubů velkého řetězového kola	[-]
$\alpha_B$	Bachův opravný součinitel	[-]
$\lambda$	Činitel tření	[-]
$\mu$	Poissonova konstanta	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	Hustota	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\sigma, \sigma_o$	Normální napětí	[MPa]
$\sigma_{max}$	Maximální napětí nože	[MPa]
$\sigma_{odov}$	Dovolené napětí materiálu	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\Sigma F_i$	Součet sil	[N]
$\Sigma M_{iA}$	Součet ohybových momentů k bodu A	[N·m]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi$	Činitel provedení řetězu	[-]
$\chi$	Činitel výkonu	[-]

# 1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením drtiče slámy, který je umístěn v zadní části samojízdných sklízecích mlátiček. Výsledkem této práce by měl být stroj, který je schopen rozdrtit veškerou hmotu procházející sklízecí mlátičkou. Hlavním požadavkem na drtič je rozdrcení veškerých posklizňových zbytků (slámy) na co nejmenší kousky. Zároveň tato operace musí být co nejméně nákladná, tzn. malá spotřeba a nízké opotřebení dílů drtiče. Tyto parametry jdou proti sobě a je tedy třeba hledat jejich nejvýhodnější poměr.

Mezi další požadavky na drtiče patří vysoká provozní spolehlivost, jednoduchá obsluha a také údržba. Jelikož se zde nachází mnoho součástí vyžadujících pravidelné mazání (nejčastěji ložiska), je třeba dbát na dobrý přístup k těmto místům např. s pákovou maznicí.



*Obr. 1.1 Klasické konstrukční uspořádání drtiče slámy [5]*

## 2 Sklízecí mlátičky

Základním požadavkem sklízecí mlátičky je rozdělení zrna od zbytku rostliny. Ovšem každá plodina má jiné nároky na oddělení zrna z klasu. Taktéž jedna plodina má různé požadavky na toto oddělování. Ovlivňují ho například velikost zrna, vlhkost apod. Je tedy důležité sklízecí mlátičku přizpůsobit daným podmínkám, které se mění i v průběhu jízdy na stejné parcele. Vlastnosti ovlivňující sklizeň:

- rovnoměrnost dozrávání
  - mlátitelnost (u obilovin 1-2 N na uvolnění jednoho zrna)
  - velikost zrna
  - náchylnost zrna k poškození
  - vlhkost při sklizni
  - čistitelnost
  - hustota porostu
  - výška porostu, popř. polehlost
  - vzájemná poloha rostlin
  - zaplevelenost pozemku
- atd.



*Obr. 2.1 Samojízdná sklízecí mlátička Claas Lexion [6]*

## 2.1 Historický vývoj

První sklízecí mlátičky se objevovaly již před rokem 1900, byly nazývány jako sklízeče klasů, neboť měly velký záběr (10 – 15 m) a zůstalo po nich vysoké strniště. Mlátičku táhlo 20-25 koní. Do Evropy se první mlátičky dostaly až po roce 1925, kde první evropský stroj vyrobila firma Claas Harsewinkel v roce 1937.

V ČR se první sklízecí mlátičky objevily až po roce 1945, které byly dovezeny ze SSSR. Převážně se jednalo o přívěsné stroje s pomocným motorem o výkonu 30 kW. U nás se samojízdné sklízecí mlátičky vyráběly v Agrostroji Prostějov, n. p., kde byl posléze taktéž vyroben známý český kombajn SM 500. Tento stroj obsahoval mnoho technických inovací, nicméně jeho sériová výroba byla zamítnuta a stroj byl předán do NDR jako příspěvek pro vývoj Fortschritt E 516.



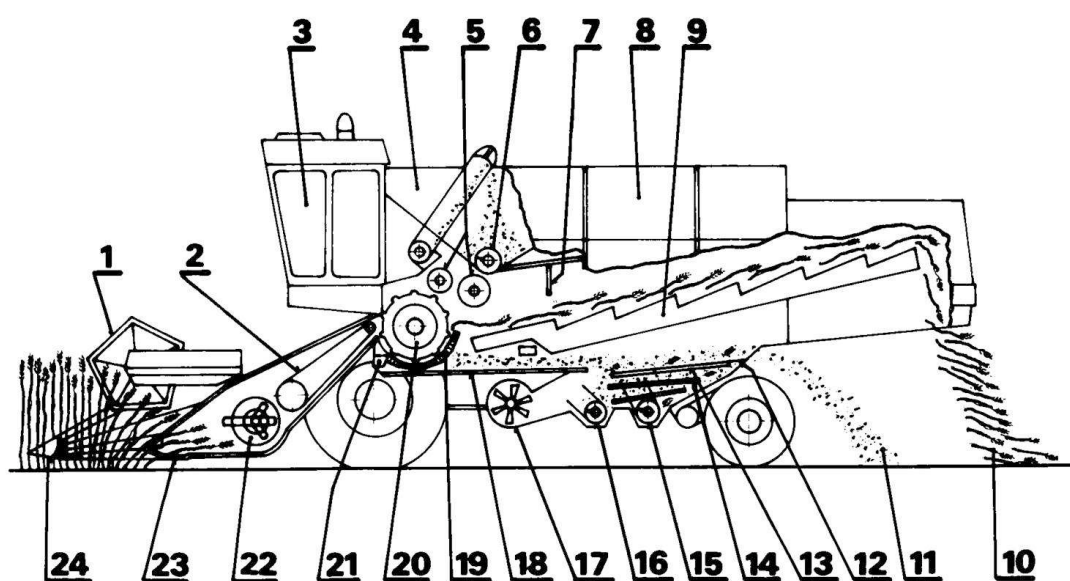
*Obr. 2.2 Samojízdná sklízecí mlátička SM 500 [7]*

Výkonnost mlátiček za sezónu byla zpočátku asi 70 ha se ztrátami vysoko nad 5 %. Stroje typu E 512 byly již schopny sklídit 250 ha a E 516 asi 1000 ha se ztrátami do 2 %. Tato mlátička má průchodnost 10 kg/s, avšak současné nejvýkonnější stroje jsou stavěny na průchodnost 20 kg/s. V praxi to znamená, že tyto moderní stroje jsou schopny sklídit ve srovnatelných podmínkách za jediný den okolo 30 až 40 ha obilovin.

## 2.2 Popis pracovních mechanismů sklízecích mlátiček

Sklízecí mlátička působí na první dojem jako velký a složitý stroj. Pro porozumění jeho chodu je tedy lepší si celý stroj rozdělit na jednotlivé části podle prováděných operací. Díky složitosti, množství pohyblivých částí a také jen sezónnímu využití bývá často problém s poruchovostí těchto strojů.

Pro ilustraci všech zařízení, která se nachází ve sklízecí mlátičce, použijeme tangenciální sklízecí mlátičku. Tento typ mlácení se používá již mnoho let. Je to jakýsi základ, který výrobci dále upravují dle požadavků zákazníků.



Obr. 2.3 Technologické schéma tangenciální sklízecí mlátičky [1]

1-přihaněč, 2-šikmý dopravník, 3-kabina, 4-zásobník zrna, 5-odmítací bubny, 6-vyprazdňovací dopravník, 7-clona nad vytrásadlem, 8-motor, 9-vytrásadlo, 10-sláma, 11-plevy a úhrabky, 12-klasové síto, 13-úhrabečné síto, 14-zrnové síto, 15-dopravník klasů, 16-dopravník zrna, 17-ventilátor, 18-stupňová dopravní deska, 19-mláticí koš, 20-mláticí buben, 21-zachycovač kamení, 22-průběžný šnekový dopravník, 23-žací lišta, 24-děliče

### 2.2.1 Žací stůl

Sklízená plodina je nejprve posečena žací lištou, která stříhá stébla. Je to energeticky nejvýhodnější systém a omezuje jej hlavně pojezdová rychlost. Ta je ovšem u sklízecích mlátiček pomalá. Při sečení je rostlina podepírána přihaněčem, následně padá do žací lišty a je shrnována průběžným šnekovým dopravníkem do jejího středu. Ten je tvořen trubkou opatřenou šroubovicí s levým i pravým stoupáním a prostřední část má prstový vkladač s výsuvnými prsty. Tento strojní celek bývá nazýván žací stůl a je oddělitelný od zbytku



mlátičky z důvodu lepší přepravy v silničním provozu. Dále je plodina vkládána do šikmého dopravníku, což je hřeblový dopravník uložený na hnací a plovoucí hřídeli. Plovoucí hřídel je zde umístěna z toho důvodu, aby se dopravník přizpůsobil tloušťce vrstvy materiálu ve spodní větvi. Z šikmého dopravníku jde materiál do mláticího mechanismu, což je základ mlátičky.

### 2.2.2 Mláticí mechanismus

Mláticí mechanismus tvoří mláticí buben a mláticí koš. Nejčastěji se materiál pohybuje ve směru tečny (tangenciálně) mezi pevným košem, který je nastavitelný a rotujícím bubnem. Úkolem tohoto mechanismu je uvolnit zrna z klasů a oddělit od slámy s minimálním poškozením. Zrna propadají košem na čistidlo, kdežto sláma prochází dále do separačního mechanismu.



*Obr. 2.4 Tangenciální mláticí mechanismus sklízecí mlátičky Claas Avero 160 [8]*

### 2.2.3 Čistidlo

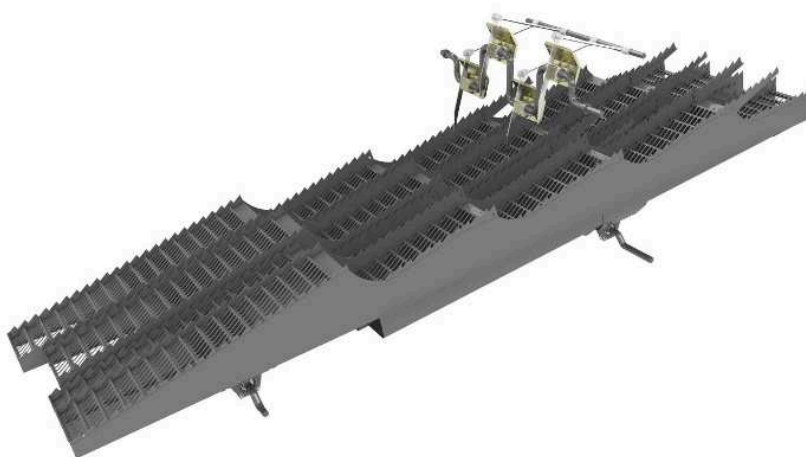
Čistidlo odděluje drobný omlat od zrna pomocí sít a proudu vzduchu z ventilátoru. Očištěné zrna je posléze dopravováno po dně mlátičky na stranu pomocí šneku, dále navazuje hřeblový dopravník, který vynese zrna do zásobníku. Zároveň se v zadní části sít hromadí nedomláčené klasy nebo zrna s plevy, které se nejčastěji dopraví znovu do mláticího bubnu a proces čištění se zopakuje (tzv. dvojí čištění).

## 2.2.4 Separační mechanismus

Separační mechanismus se nachází hned za mláticím mechanismem a má zajistit oddělení zbylého zrna od slámy. Tento parametr je limitující prvek ve výkonosti celé mlátičky, proto také existuje v dnešní době hodně mnoho variant této separace.

Konvenční způsob (vytřasadlo) má 3 až 6 kláves, která se pohybují skákavým pohybem na dvou klikových hřídelích. Zrno musí propadnout vrstvou slámy až na rošt, což se děje jen při dopadu slámy na klávesu, přitom zde platí dva protichůdné požadavky. Počet skoků po vytřasadle by měl být co největší, zároveň by měla být vrstva slámy co nejnižší. Velká výhoda vytřasadla je nízká energetická náročnost, protože využívá gravitační sílu k separaci zrna. Nevýhodou je ovšem výkonnost, která lze zvětšit pouze plochou vytřasadel, tedy rozměry kombajnu.

Proto výrobci výkonnějších strojů hledají jiné možnosti separace převážně tím, že ke gravitačním silám přidávají síly odstředivé. Tyto síly je však nutné stroji dodat, proto je u těchto zařízení potřebný větší příkon. Taktéž kvůli působení větších sil je sláma více narušená. Toto zařízení je buď přímo spojeno s axiálním mláticím bubnem (např. stroje Case IH) nebo je umístěno za tangenciálním mláticím bubnem (firma Claas), případně existují ještě jiné, málo používané varianty.



*Obr. 2.5 Konvenční separační mechanismus (vytřasadlo) [9]*



### **3 Zpracování slámy**

V současné době se převážná část slámy dále nepoužívá. Lze ji v dané oblasti využít jako stelivo pro dobytek, kdy se vrátí zpět na pole ve formě hnoje, nebo se v horším případě použije jako palivo pro spalovny. Jelikož surová sláma je následnou zemědělskou mechanizací prakticky nezpracovatelná, je nutné ji rozdrtit pomocí drtičů na malé kousky. Tím se také podpoří její rozložení, dřívější proměnu v humus a půda zůstává neochuzená o živiny.

#### **Sláma volně ve stohu:**

Při sklizni plodiny se sláma sklízecí mlátičkou nařádkuje. Po určité době se sbírá sběracími vozy, které ji sváží na určité místo, kde se stohuje. Výhodou je nižší energetická náročnost oproti lisování a také není potřeba vázacího materiálu.

#### **Lisování:**

Při sklizni se sláma taktéž nařádkuje jako v předchozím případě, ovšem dále se lisuje pomocí lisů na kulaté či hranaté balíky. Ty se posléze musí svézt na jedno místo a vytváří se stoh balíků slámy. Výhodou je vyšší kvalita slámy po určité době oproti slámě volně ve stohu a především větší objemová hmotnost.

#### **Drcení:**

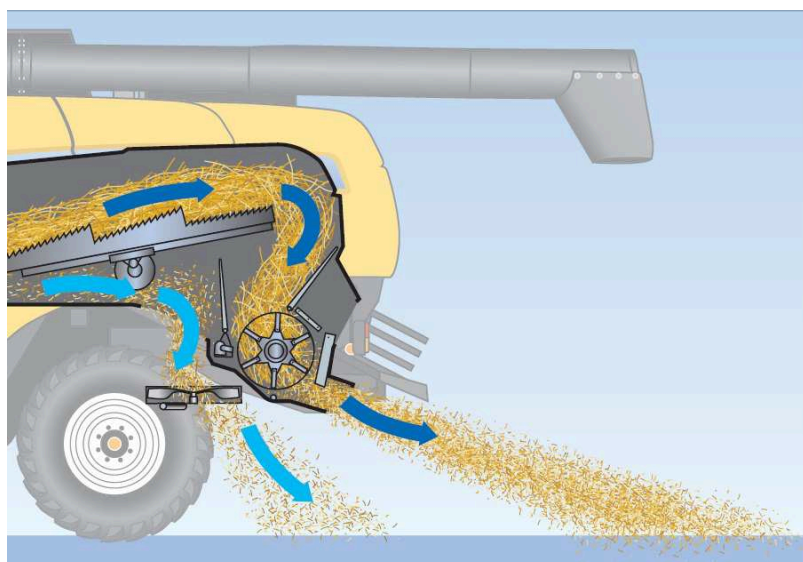
V tomto případě sláma pro další použití není potřeba, proto se nechává se na poli. Tento postup lze možné udělat pouze za předpokladu, že se rozdrť na menší kousky, které se dají následně zpracovat v minimalizačních či konvenčních technologiích.



*Obr. 3.1 Drcení slámy sklízecí mlátičkou John Deere S680i*

### **3.1 Drtič slámy**

Drtič se nachází na konci celé technologie sklízecí mlátičky za separačním mechanismem. V případě potřeby sklízet slámu z pole k dalšímu použití lze drtič vyřadit z provozu nejčastěji použitím směrovacího plechu, který slámu odvede kolem drtiče k uložení na řádek.



*Obr 3.2 Drcení slámy [10]*



*Obr. 3.3 Uložení slámy na řádek [10]*

Z konstrukčního hlediska se drtič skládá z rotoru, na kterém jsou volně otočně uložené nože v několika řadách. Sláma se řeže mezi těmito noži a pevným protiosťřím. Nože jsou na rotoru v radiální poloze díky působení odstředivé síly na každý nůž nebo se taky vyskytuje pevné uložení nožů. Protiosťří lze zpravidla seřizovat (upravení náklonu) podle aktuálních podmínek. Slámu je nutné po rozdrcení co nejlépe rozptýlit po pozemku. To se děje nejčastěji pomocí směrových plechů, které se dají nastavit, nebo u novějších sklízecích mlátiček s velkým záběrem žací lišty se využívá další poháněný mechanismus.



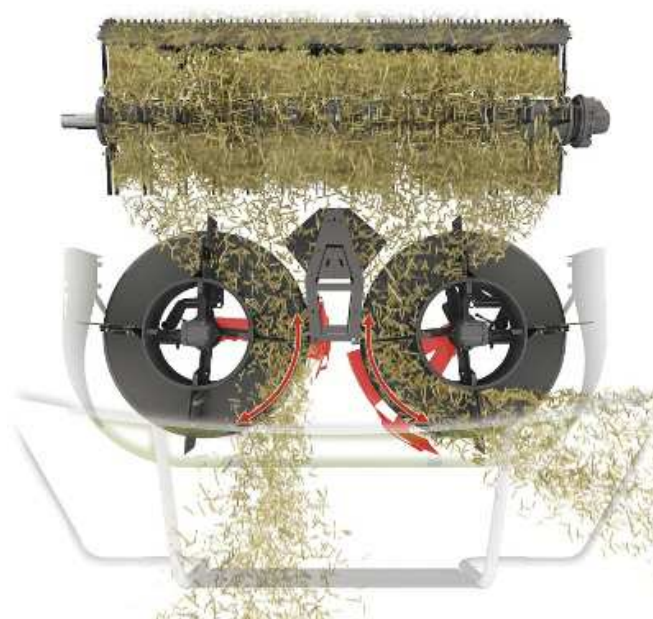
*Obr. 3.4 Drtič slámy s pevným uložením nožů (Case IH) [11]*

### 3.2 Rozmetadlo plev

Při dnešních záběrech žacích váľů sklízecích mlátiček (cca 12m) a šířkách mlátiček (1,6 m) je nutné, aby byly také plevy a úhrabky rozmeteny na celou šířku záběru. Proto je u moderních výkonných sklízecích mlátiček přidáno rozmetadlo plev. To je tvořeno dvěma proti sobě se otáčejícími kotouči s lopatkami. Plevy a úhrabky, které na rozmetadlo přicházejí, se rozmetají do stran. Tím se také odstraní plevy ze slámy, která může být využita jako podestýlka určená pro hospodářská zvířata.

### 3.3 Rozmetadlo slámy

U nejnovějších typů sklízecích mlátiček Claas můžeme také najít samostatné rozmetadlo slámy. Je to z toho důvodu, že dosud standardně používané tzv. ploutve nejsou schopny kvalitně rozmést slámu na větší šířku jak 7 m. Proto rozdrčená sláma z drtiče proudí dále do rozmetadla slámy, které slámu rozprostře po celém záběru žacího váľu. Nově jsou tyto stroje vybaveny senzory bočního větru a bočního náklonu sklízecí mlátičky, což ovlivňuje rovnoměrné rozprostření slámy. Přes řídicí jednotku se tato data vyhodnocují a rozmetadlo posléze rozmetá posklizňové zbytky více na jednu ze stran.



*Obr. 3.5 Rozmetadlo slámy [12]*

U jiných výrobců sklízecích mlátiček také bývají tyto rozmetače různě kombinované. Např. sláma z drtiče může být přiváděna na rozmetadlo plev místo speciálního rozmetadla slámy. Nebo také plevy nemusí nutně jít na rozmetadlo plev, ale mohou se přivádět dále na rozmetadlo slámy apod.

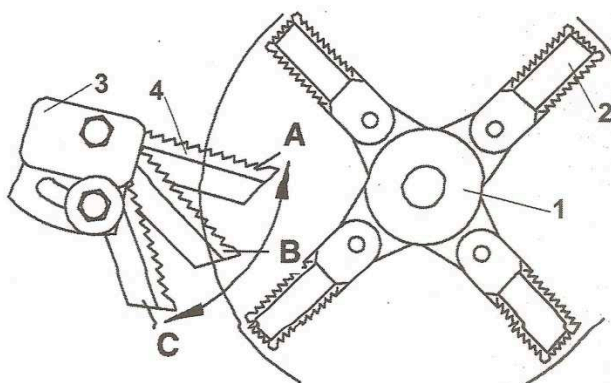


## 4 Konstrukční návrh drtiče slámy

Konstrukční návrh drtiče slámy bude vycházet ze stávajícího řešení, protože inovace stávajícího řešení je ekonomicky výhodnější než vytvoření nového drtiče. Bude zde zkontrolován současný řemenový a řetězový převod. Dále je potřeba navrhnout několik úprav, které napomohou ke zlepšení kvality práce stroje, k jeho bezproblémovému chodu a zároveň jeho obsluha bude nadále snadná. Základním požadavkem je také jednoduchá a rychlá montáž, demontáž drtiče na sklízecí mlátičku.

Mezi další požadavky na drtič patří energetická nenáročnost tohoto zařízení, jelikož drtič má být součástí starší sklízecí mlátičky, u níž se s takovýmto přídavným zařízením nepočítalo. Tudíž ani výkon motoru samojízdné mlátičky není pro drcení slámy dimenzovaný. Budeme počítat s tím, že následná pracovní rychlost mlátičky s drtičem může být mírně omezená.

Běžné drtiče mají nože umístěné na hřídeli v jednom otočném bodě tak, že při její rotaci se vlivem odstředivé síly přesunou do pracovní polohy. Řezání slámy poté nastává u protiostrí, které bývá také seřiditelné.



Obr. 4.1 – Schéma drtiče slámy [1]

*A-nastavení protiostrí pro suchou slámu, B-nastavení protiostrí pro vlhkou slámu, C-nastavení protiostrí pro řepku a hrách; 1-rotor, 2-nůž, 3-držák, 4-protiostrí.*

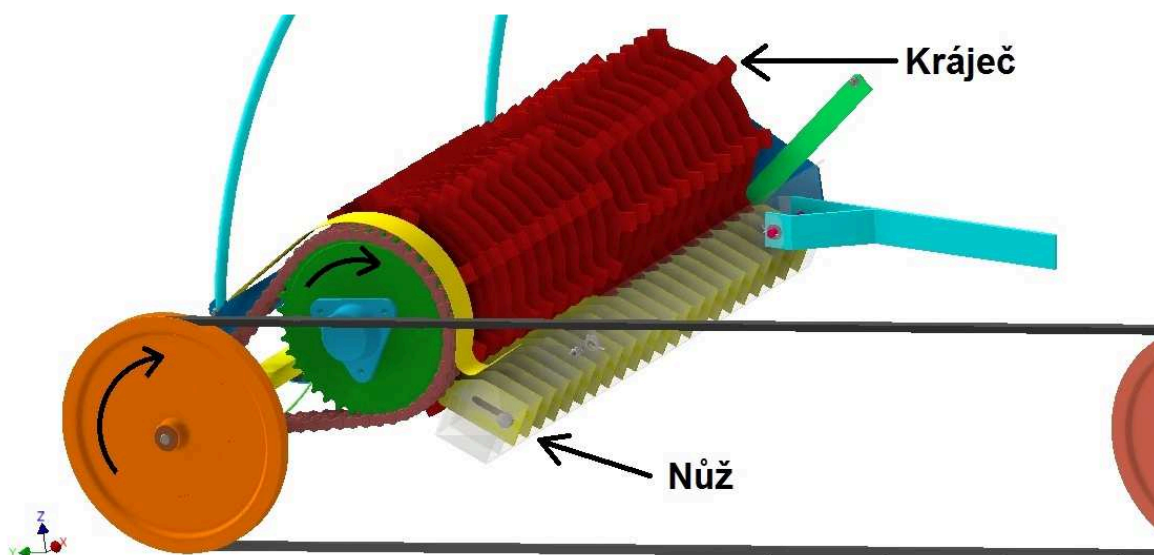
Stávající drtič (obr. 4.2) se dosti odlišuje od těchto běžně vídaných zařízení na sklízecích mlátičkách. Místo odstředivých nožů je zde použit kráječ, což je vykrajovaný plech, který podává slámu k nožům (protiostří), kde se rozdrť.

Výhody toho systému plynou z nižších otáček hřídele:

- menší hlučnost
- menší energetická náročnost
- bezpečnost – při vniknutí cizího tělesa či uvolnění nože

Nevýhody:

- méně rozdrcená sláma
- složitá výměna kráječe.



*Obr. 4.2 Princip drcení stávajícího drtiče*

Pohon drtiče (kráječe) je realizován pomocí řetězového převodu, na který navazuje řemenový převod. K řezání slámy dochází na řezných nožích vložených v držáku (na obr. 4.2 zprůhledněn) a připevněných šroubem. Sláma je přivedena na kráječ, při jehož otáčení se dostává k nožům, kde se rozdrť.

## 5 Řemenový převod

Převod kontroluji z důvodu dřívější inovace, která nebyla doposud pevnostně zkontrolována. Pro drtič je od motoru přiveden výkon na hřídel, odkud je potřeba jej přenést o zadanou osovou vzdálenost na poháněnou hřídel drtiče. Přenos je řešen pomocí řemenového převodu z důvodů jeho jednoduchosti, okolního znečištění prachem a také ceně.

Zadáno:

$$P = 8\,000\text{ W}$$

$$n = 600\text{ min}^{-1}$$

$$i = 1$$

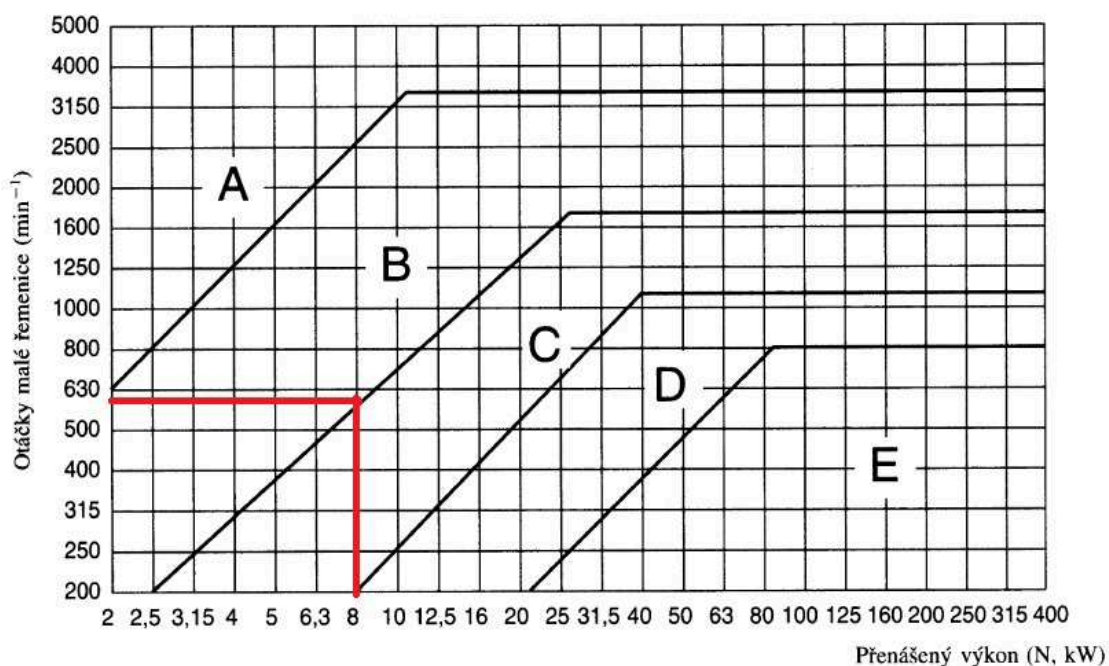
$$D = 400\text{ mm}$$

$$A = 3370\text{ mm}$$

Návrh řemenového převodu je proveden dle příručky [3] a strojnických tabulek [2].

### 5.1 Stanovení velikosti průřezu klínového řemene a řemenic

Podle obr. 5.1 jsem na základě přenášeného výkonu a otáček řemenice určil průřez řemene C.



Obr. 5.1 Diagram určení potřebného průřezu klínového řemene [2]

Minimální průměr řemenice pro řemen C:

$$D_{min} = 200 \text{ mm}$$

Maximální průměr řemenice pro klasický klínový řemen:

$$\begin{aligned} v_{max} &= 25 \text{ m/s} \\ D_{max} &= \frac{60000 \cdot v_{max}}{\pi \cdot n_1} \\ D_{max} &= \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 600} \\ D_{max} &= 796 \text{ mm} \end{aligned} \tag{5.1}$$

Podmínka:

$$\begin{aligned} D_{min} &\leq D \leq D_{max} \\ 200 &\leq 400 \leq 796 \end{aligned} \tag{5.2}$$

Podmínka splněna, průměry řemenic:

$$D_1 = D_2 = D = 400 \text{ mm}$$

**Určení délky řemene:**

Převodový poměr  $i = 1$

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot A + \pi \cdot D \\ L_p &= 2 \cdot 3370 + \pi \cdot 400 \\ L_p &= 7\,997 \text{ mm} \end{aligned} \tag{5.3}$$

Volím normalizovanou výpočtovou délku  $L_p = 8000 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} A_{SK} &= \frac{L_p - \pi \cdot D}{2} \\ A_{SK} &= \frac{8000 - \pi \cdot 400}{2} = 3372 \text{ mm} \\ A_{SK} &= 3\,372 \text{ mm} \end{aligned} \tag{5.4}$$



**Stanovení potřebného počtu řemenů:**

$$k = \frac{P}{N_p \cdot C_k} = 0,7 \quad (5.5)$$
$$k = \frac{8}{11,22 \cdot 1}$$
$$k = 0,7$$

Součinitel počtu řemenů:

$$C_k = 1$$

Výkon pro 1 řemen:

$$N_p = N_0 \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 11,22 \text{ kW} \quad (5.6)$$
$$N_p = 11,41 \frac{1 \cdot 1,18}{1,2}$$
$$N_p = 11,22 \text{ kW}$$

Ideální jmenovitý výkon na 1 řemen:

$$N_0 = 11,41 \text{ kW}$$

Součinitel vlivu úhlu opásání:

$$C_\alpha = 1$$

Součinitel vlivu délky řemene:

$$C_L = 1,18$$

Součinitel vlivu dynamičnosti a pracovního režimu:

$$C_P = 1,2$$

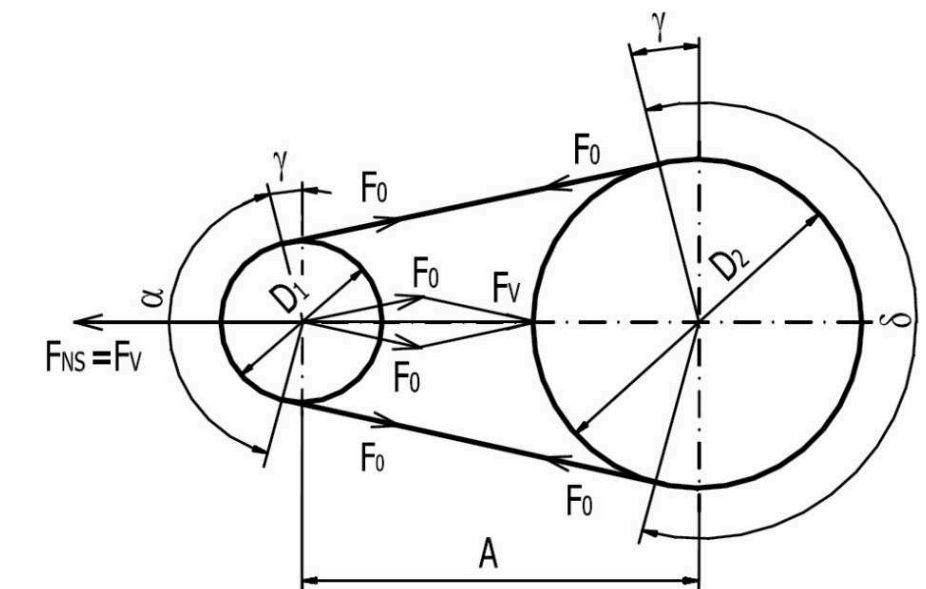
Specifikace řemene:

**ŘEMEN C – 8000 ČSN 02 3110**

Výpočtem se potvrdila správnost zvoleného řemene pro pohon drtiče. Tento řemenový převod totiž byl zadavatelem navrhnut bez jakéhokoliv předcházejícího výpočtu, přesto na stroji bezchybně funguje již 10. sezónu. Raritou tohoto převodu je absence napínání řemene, které by se dalo vyřešit přidáním napínací kladky na konstrukci

kombajnu. Tuto variantu však zadavatel zavrhnul s tím, že řemen je stále dostatečně napnut i bez použití napínacích kladek.

Dále jsem spočítal napínací sílu  $F_v$  (obr. 5.2), kterou použiji v bodě 7 pro výpočet průměru hřídele.



Obr. 5.2 Napínání řemene [3]

## 5.2 Výpočet předpětí řemene

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha_G} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha_G} - 1} \quad (5.7)$$

$$F_0 = 1,5 \cdot \frac{637}{2} \cdot \frac{e^{1,54 \cdot \pi} + 1}{e^{1,54 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_0 = 485 \text{ N}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{P \cdot 60}{\pi \cdot n \cdot D} \quad (5.8)$$

$$F = \frac{8000 \cdot 60}{\pi \cdot 600 \cdot 0,4}$$

$$F = 637 \text{ N}$$

Bezpečnost volím podle [3]:

$$k = (1,3 \div 1,6) \quad k = 1,5$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (5.9)$$

$$f_k = \frac{0,5}{\sin \frac{38}{2}}$$

$$f_k = 1,54$$

Součinitel vláknového tření:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 \quad (5.10)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 12,57$$

$$f = 0,5$$

Obvodová rychlost:

$$v_1 = \pi \cdot D \cdot \frac{n}{60} \quad (5.11)$$

$$v_1 = \pi \cdot 0,4 \cdot \frac{600}{60}$$

$$v_1 = 12,57 \frac{m}{s}$$

Součinitel suchého smykového tření:

Pro pryžový řemen a ocelovou řemenici platí podle [3]

$$f_0 = 0,35$$

**Napínací síla  $F_v$ :**

pro úhel opásání  $\alpha = 180^\circ$ :

$$F_v = 2 \cdot F_0 \quad (5.12)$$

$$F_v = 2 \cdot 484$$

$$F_v = 968 \text{ N}$$

## 6 Řetězový převod

Dále je potřeba přenést výkon z jedné hřídele drtiče na druhou. Pro přenos je zvolen řetězový převod kvůli menšímu namáhání hřídelů a prokluzu. V současném stavu je řetěz nutno často měnit z důvodů jeho natažení, proto jej zkontroluji následujícími výpočty.

Zadáno:

$$P = 8\,000\text{ W}$$

$$n = 600\text{ min}^{-1}$$

$$i = 3$$

$$A_{SK} = 305\text{ mm}$$

Návrh řetězového převodu je proveden dle příručky [4] a strojnických tabulek [2]

### 6.1 Určení typu a velikosti převodového řetězu

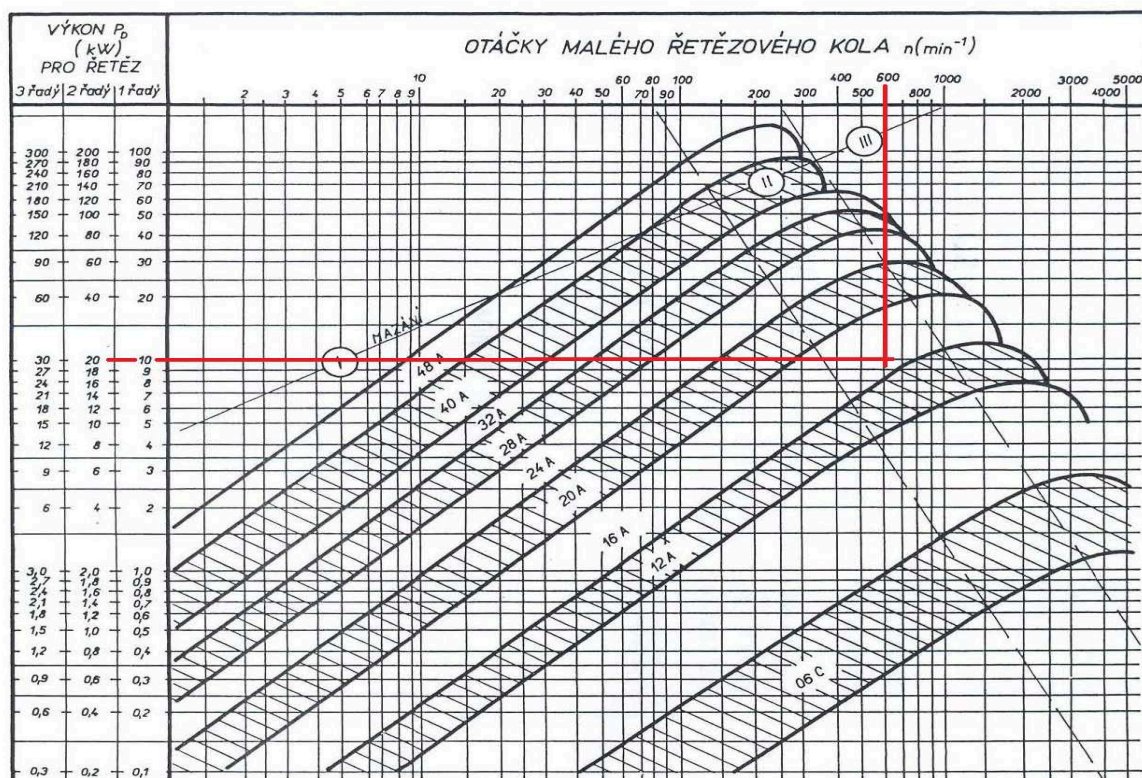
Diagramový výkon respektující provozní podmínky:

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} \quad (6.1)$$

$$P_D = \frac{8}{0,4 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$P_D = 20\text{ kW}$$

Podle obr. 6.1 volím dvouřadý řetěz: **16 B-2**



Obr. 6.1 Výkonový diagram určení velikosti válečkového či pouzdrového řetězu [4]

Činitel výkonu  $\chi$ :

Podle tab. 2 [4]

pro  $Y = 2$ ,  $z_1 = 13$ ,  $i = 3$ ,  $\chi = 0,42$  aproximací tedy dostávám

pro  $Y = 2,5$ ,  $z_1 = 13$ ,  $i = 3$ ,  $\chi = 0,4$

Činitel rázů  $Y$ :

pro čtyřválcový rychloběžný spalovací motor a mísicí buben (podobnost s drtičem slámy)  $Y = 2,5$

Činitel provedení řetězu  $\varphi$ :

Řetěz ČSN 02 3311 provedení A,B  $\Rightarrow \varphi = 1$

Osová vzdálenost:

$$A = 40 \cdot t \quad (6.2)$$

$$A = 40 \cdot 25,4$$

$$A = 1016 \neq A_{SK}$$

Korigovaný výkon:

$$A \neq 40 \cdot t$$

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} \quad (6.3)$$

$$P'_D = \frac{20}{0,8}$$

$$P'_D = 25 \text{ kW}$$

Podle obr. 6.1 řetěz 16 B – 2 vyhovuje

Činitel osové vzdálenosti:

$$x = \frac{A_{SK}}{t} \quad (6.4)$$

$$x = \frac{305}{25,4}$$

$$x = 12$$

pro  $A = 12 \cdot t$  činitel osové vzdálenosti  $\rho = 0,8$

**Volba počtů zubů ozubených kol:**

Z důvodů menších rozměrů převodu volím počet zubů kola:

$$\begin{aligned}z_1 &= 13 \\z_2 &= z_1 \cdot i \\z_2 &= 13 \cdot 3 \\z_2 &= 39 \Rightarrow \text{zaokrouhleno na celé sudé číslo} \\z_2 &= 40\end{aligned}\tag{6.5}$$

Skutečný převodový poměr:

$$\begin{aligned}i_{SK} &= \frac{z_2}{z_1} \\i_{SK} &= \frac{40}{13} \\i_{SK} &= 3,08\end{aligned}\tag{6.6}$$

Podmínka pro zmenšení nerovnoměrnosti chodu:

pro malé obvodové rychlosti je možno volit nižší počet zubů

$$z_1 = 11, 13 \text{ pro } v = (1 \div 4) \text{ m/s}$$

$$v = \pi \cdot R_1 \cdot \frac{n}{60}\tag{6.7}$$

$$v = \pi \cdot 106,136 \cdot \frac{600}{60}$$

$$v = 3,33 \text{ m/s} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

**Výpočet roztečných průměrů řetězových kol:**

$$R_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)}\tag{6.8}$$

$$R_1 = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)}$$

$$R_1 = 106,136 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} \quad (6.9)$$

$$R_2 = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180}{40}\right)}$$

$$R_2 = 323,736 \text{ mm}$$

## 6.2 Pevnostní kontrola řetězu

### 6.2.1 Kontrola proti přetržení

podle [2] pro řetěz 16 B – 2 síla při přetržení řetězu  $F_{pt} = 110\,000 \text{ N}$

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_1} \geq 7 \quad (6.10)$$

$$k_s = \frac{110\,000}{2\,669}$$

$$k_s = 41,2 > 7 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$k_D = \frac{F_{pt}}{F_1 \cdot Y} \geq 5 \quad (6.11)$$

$$k_D = \frac{110\,000}{2\,669 \cdot 2,5}$$

$$k_D = 16,5 > 5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výsledná síla v řetězu (obr. 6.2):

$$F_1 = F_0 + F_c + F_m \quad (6.12)$$

$$F_1 = 2402 + 61 + 206$$

$$F_1 = 2\,669 \text{ N}$$

Obvodová síla:

$$F_0 = \frac{P_1}{v} \quad (6.13)$$

$$F_0 = \frac{8000}{3,33}$$

$$F_0 = 2\,402 \text{ N}$$

Tahová složka odstředivé síly:

$$F_c = m_1 \cdot v^2 \quad (6.14)$$

$$F_c = 5,5 \cdot 3,33^2$$

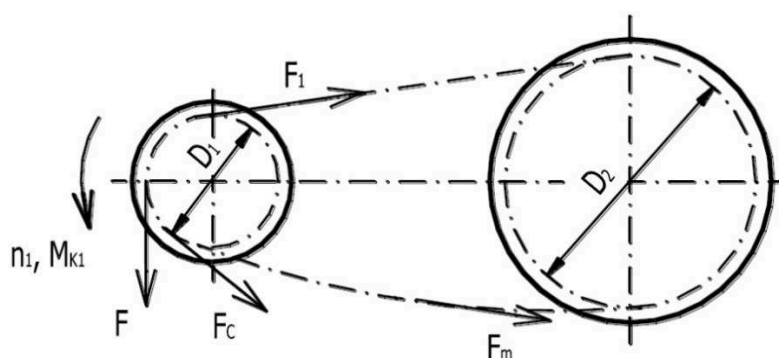
$$F_c = 61 \text{ N}$$

Tahová síla od tíhy volné větve řetězu:

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot 0,01 \cdot A} \cdot g \quad (6.15)$$

$$F_m = \frac{5,5 \cdot 0,305^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 0,305} \cdot 9,81$$

$$F_m = 206 \text{ N}$$



Obr. 6.2 Tahové síly působící v řetězu [4]

### 6.2.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_v \leq p_d$$

$$\frac{F_1}{S} \leq p \cdot \lambda \quad (6.16)$$

$$\frac{2\,669}{421} \leq 17 \cdot 0,75$$

$$6,34 < 12,75 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontaktní plocha:

$$S = 421 \text{ mm}^2$$

Stanovení počtu článků:

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 \cdot z_2}{2} + \left( \frac{z_1 - z_2}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t}{A} \quad (6.17)$$

$$X = 2 \cdot \frac{305}{25,4} + \frac{13 \cdot 40}{2} + \left( \frac{13 - 40}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{25,4}{305}$$

$$X = 52 \text{ článků (51 článků + 1 spojka)}$$



Délka řetězu:

$$L = x \cdot t \quad (6.18)$$

$$L = 52 \cdot 25,4$$

$$L = 1\,321 \text{ mm}$$

Skutečná osová vzdálenost převodu:

$$A_{SK} = \frac{t}{8} (2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_1 - z_2)^2}) \quad (6.19)$$

$$A_{SK} = \frac{25,4}{8} \left[ 2 \cdot 52 - 13 - 40 + \sqrt{(2 \cdot 52 - 13 - 40)^2 - 0,82 \cdot (13 - 40)^2} \right]$$

$$A_{SK} = 304,03 \text{ mm}$$

Specifikace řetězu:

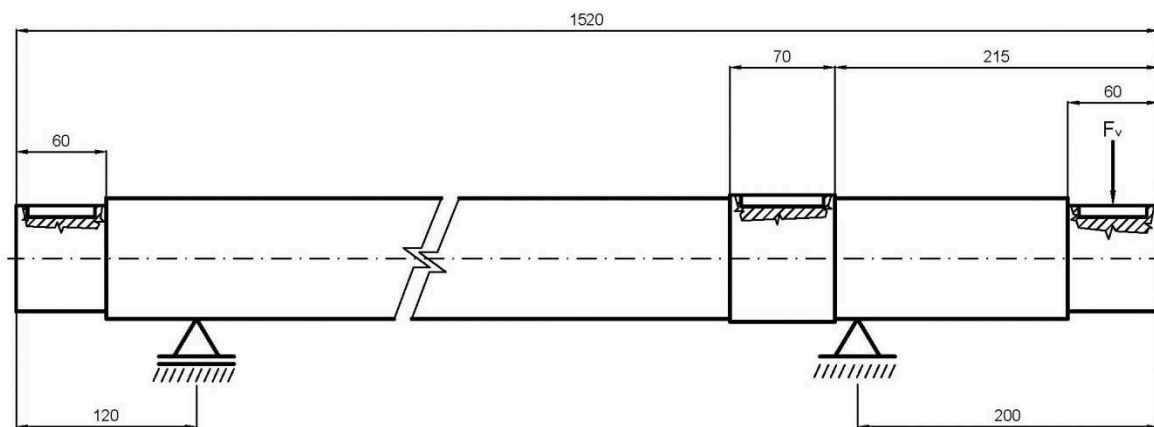
### **ŘETĚZ 51 ČLÁNKŮ 16 B-2 ČSN 02 3311.2**

Výpočtem jsem zjistil, že k přenosu výkonu potřebuji řetěz 16 B-2. Nicméně na současném drtiči se převod realizuje pomocí řetězu 12 B. Řetěz je tedy o třídu nižší a navíc jednořadý. Malá odchylka mohla vzniknout při volbě přenášeného výkonu. Ovšem hlavní důvod této odlišnosti vidím v životnosti řetězu, jelikož současný navržený řetěz by měl mít minimální životnost 10 000 hodin provozu. Když uvažíme nasazení této sklízecí mlátičky na 10 dnů v sezóně po dobu 10 hodin za den, vychází životnost řetězu na 100 let. Přičemž by postačovala 10-ti násobně nižší životnost, tedy 10 let. Při konzultaci se zadavatelem jsem zjistil, že současný řetěz je potřeba přibližně každou 3. sezónu měnit z důvodu natažení a nepříjemného hluku.

Dále se tedy zabývám řetězem 16 B-2. Ovšem s ohledem na praxi bych doporučil pro tento převod řetěz jednořadý 16 B místo dvouřadého. Tento rozměr by byl o řád větší než stávající a tedy i životnost tohoto řetězu by mohla být v očekávaných číslech.

## 7 Návrh hřídele

Řemenice spolu s řetězovým kolem jsou umístěny na společné hřídeli, jejíž průřez je potřeba navrhnout.



Obr. 7.1 Schéma poháněcí hřídele drtiče

Hřídel je nejvíce namáhána u pravé pevné podpory, kde vzniká maximální ohybový moment od síly  $F_v$ . Tato síla je vyvozena napnutím řemene. Dále v této podpoře působí krouticí moment, který přechází z řemenice přes hřídel na řetězové kolo.

Na levou posuvnou podporu působí už jen malá část kroutícího a ohybového momentu, jelikož je zde umístěn řemenový převod pouze pro pohon rozmetače, který má zanedbatelný odpor. Vzhledem ke stejnému průměru hřídele a zanedbatelnému zatížení oproti pravé podpoře musí toto místo početně vyjít.

Krouticí moment:

$$\begin{aligned} M_k &= \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \\ M_k &= \frac{8000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 600} \\ M_k &= 127 \text{ Nm} \end{aligned} \tag{7.1}$$

Ohybový moment:

$$\begin{aligned} M_{o\max} &= F_v \cdot r_{\max} \\ M_{o\max} &= 968 \cdot 0,2 \\ M_{o\max} &= 194 \text{ Nm} \end{aligned} \tag{7.2}$$

Redukovaný moment podle HMH:

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \\ \frac{M_{ored}}{W_o} &= \sqrt{\frac{M_{omax}^2}{W_o^2} + 3 \cdot \frac{M_k^2}{2 \cdot W_o^2}} \\ M_{ored} &= \sqrt{M_{omax}^2 + 0,75(\alpha_B \cdot M_k)^2}\end{aligned}\quad (7.3)$$

Bachův opravný součinitel pro míjivý krut:

$$\begin{aligned}\alpha_B &= 0,8 \\ M_{ored} &= \sqrt{194^2 + 0,75(0,8 \cdot 127)^2} \\ M_{ored} &= 213 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Ohybové napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{M_{ored}}{W_o} \leq \sigma_{odov} \\ \sigma_o &= \frac{M_{ored} \cdot 32}{\pi \cdot d_1} \leq \sigma_{odov}\end{aligned}\quad (7.4)$$

Materiál hřídele: 11 600

$$\sigma_{odov} = 100 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = 2$$

Průměr hřídele:

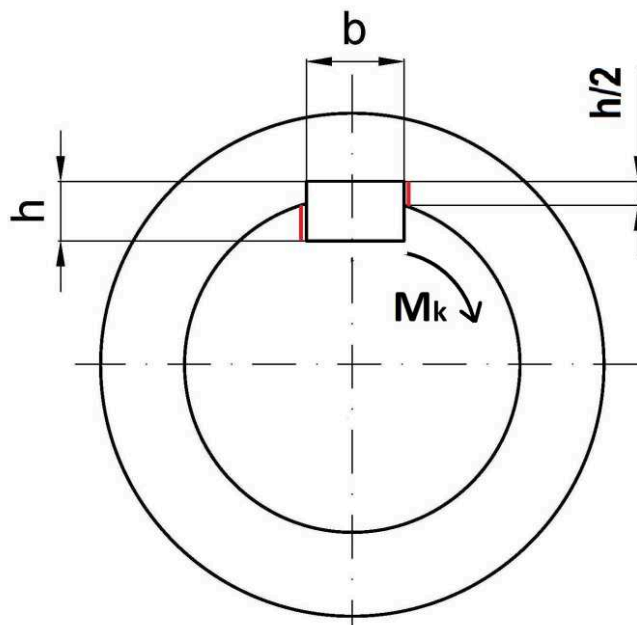
$$\begin{aligned}d'_1 &= \sqrt[3]{\frac{M_{ored} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot \sigma_{odov}}} \\ d'_1 &= \sqrt[3]{\frac{213\,000 \cdot 32 \cdot 2}{\pi \cdot 100}} \\ d'_1 &= 35,14 \text{ mm}\end{aligned}\quad (7.5)$$

Průměr hřídele volím vzhledem k ložisku:

$$\mathbf{d_1 = 40 \text{ mm}}$$

## 8 Návrh rozměrů těsného pera pro řetězové kolo

Krouticí moment je přenášen z hřídele na řetězové kolo pomocí pera, jehož délku je potřeba navrhnout. Pero je v tomto případě počítáno z podmínky pro otláčení. Na obr. 8.1 jsou znázorněna místa, která jsou namáhána tlakem při přenosu krouticího momentu.



Obr. 8.1 Namáhání pera na tlak

Obvodová síla působící mezi perem a nábojem:

průměr hřídele

$$d_2 = 42 \text{ mm}$$

průřez těsného pera

$$b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}$$

$$F = \frac{M_k}{\frac{d_2}{2} + \frac{h}{4}} \quad (8.1)$$

$$F = \frac{127000}{\frac{42}{2} + \frac{8}{4}}$$

$$F = 5\,522 \text{ N}$$

Dovolený tlak mezi perem a ocelovým nábojem řetězového kola:

$$p_D = 100 \text{ MPa}$$

Délka pera:

$$l' = \frac{F}{p_D \cdot \frac{h}{2}} \quad (8.2)$$

$$l' = \frac{5\,522}{100 \cdot \frac{8}{2}}$$

$$l' = 14 \text{ mm}$$

$$l_{min} = l' + b \quad (8.3)$$

$$l_{min} = 14 + 12$$

$$l_{min} = 26 \text{ mm}$$

na základě výpočtu a také z konstrukčního hlediska (šířka náboje) volím délku pera:

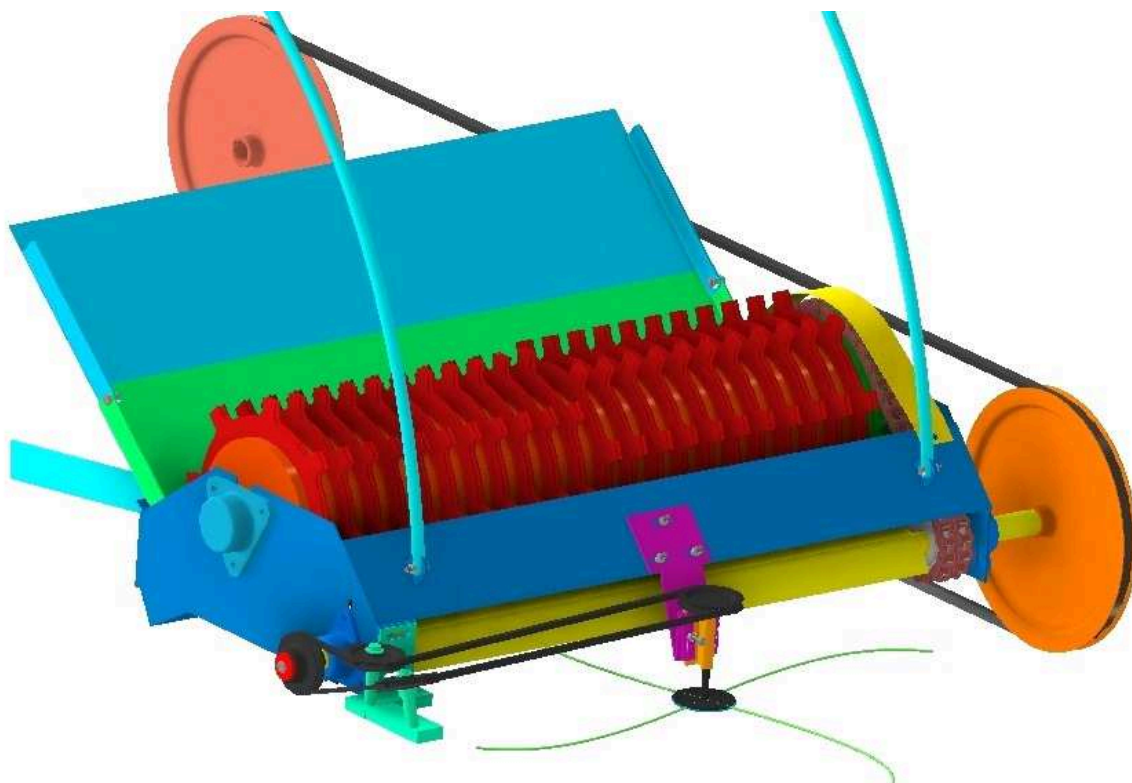
$$l = 50 \text{ mm}$$

Specifikace pera těsného:

**PERO 12e7 x 8 x 50 ČSN 02 2562**

## 9 Inovace drtiče

Na stávající drtič slámy je potřeba navrhnout pár úprav, které výrazně zlepší práci, případně ulehčí obsluhu práci při montáži či demontáži tohoto stroje na sklízecí mlátičku. Samotný princip drcení není podle slov zadavatele potřeba měnit. Na obr. 9.1 se nachází celý stroj včetně inovací.



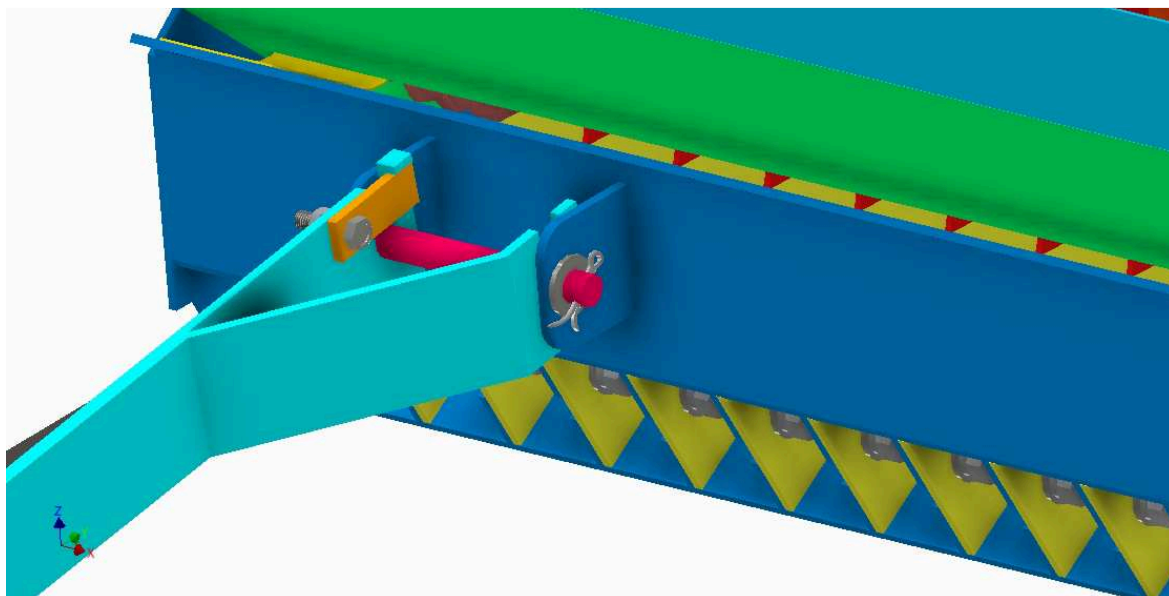
*Obr. 9.1 Pohled na kompletní drtič slámy*

### 9.1 Uchycení na rám kombajnu

Stávající uchycení drtiče na záď sklízecí mlátičky je řešeno pomocí čepu, který se zasouvá do vyvrtaných děr. Toto řešení je ovšem velice náročné pro obsluhu při nasazování a shazování drtiče. Obsluha musí při nasazování držet značnou váhu drtiče, nasměrovat jej do správné polohy, přičemž je nutné zasunout čep.

Proto jsem navrhnul nový způsob uchycení (obr. 9.2). Místo děr se ve stávajícím úchyty vyřežou drážky, do kterých drtič spolu s čepem zapadne. Obsluha již nemusí zasouvat čep do děr, místo toho drtič zajistí pojistkou, která se umístí do požadované polohy a přitáhne šroubem.

Čepy jsou v těchto místech dosti namáhány, proto kontrola čepu na otláčení pokračuje v bodě 10.

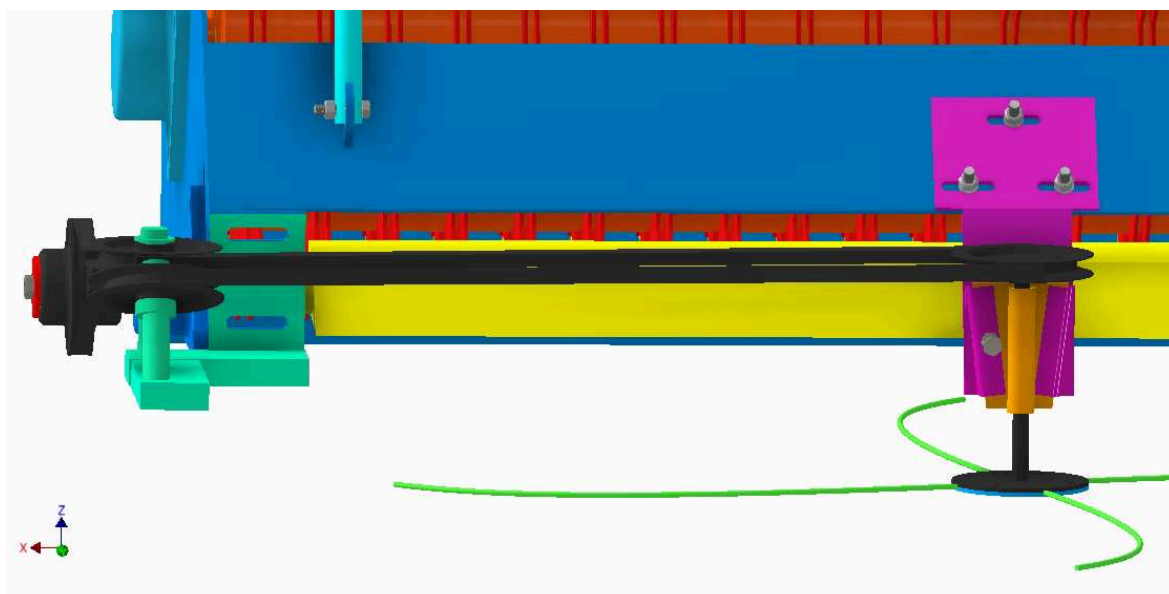


*Obr. 9.2 Inovace uchycení na rám sklízecí mlátičky*

## 9.2 Úchyt rozmetače

Rozmetač má za úkol rovnoměrněji rozptýlit slámu po rozdrčení. Stávající úchyt je přivařen k rámu stroje a napínání řemene je možné pouze pomocí vodících kladek.

Nově jsem navrhnul uchycení rozmetače (obr. 9.3) pomocí šroubů k rámu drtiče, kde bude možno řemen napínat v rozmezí drážek.



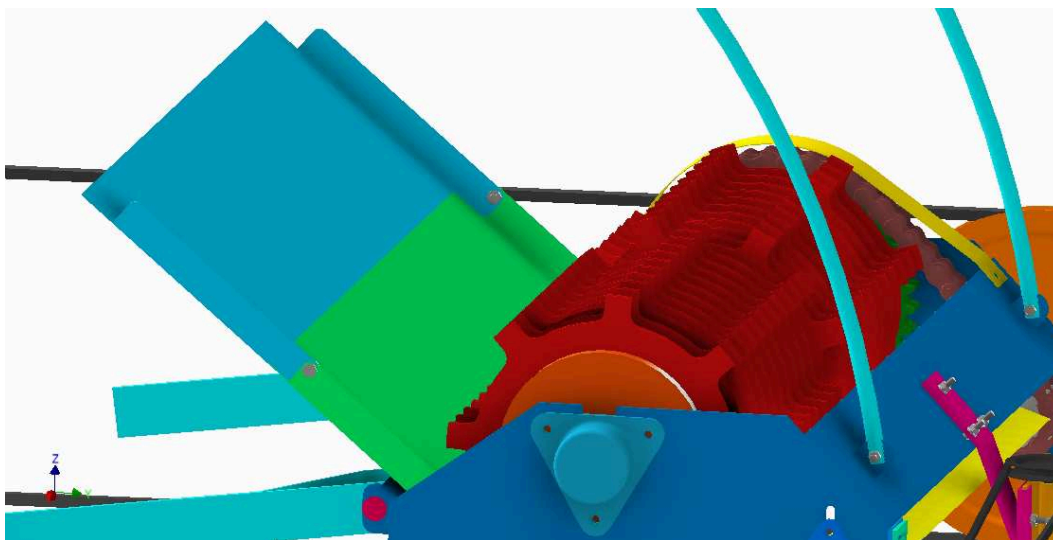
*Obr. 9.3 Uchycení rozmetače na drtiči*

### 9.3 Skluz

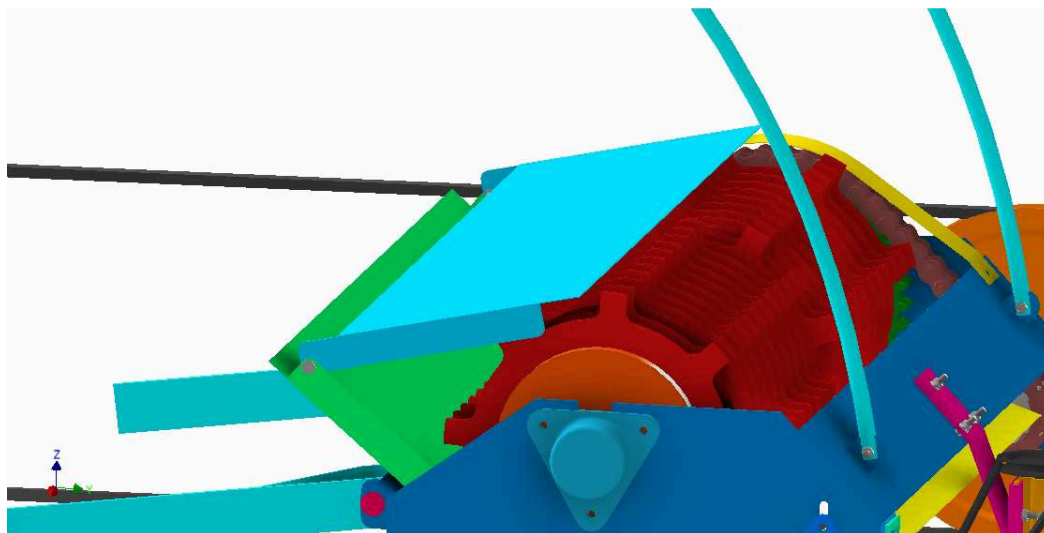
Vážným nedostatkem drtiče podle slov zadavatele je přívod slámy do místa drcení. Na současném zařízení je provizorně přichycená deska tak, aby se sláma dostala do správného místa. Bylo tedy potřeba navrhnout nový způsob přívodu slámy pomocí skluzu. Podmínky zadavatele byly následující:

- minimální sklon  $35^\circ$
- skluz nesmí přesahovat výšku kráječů (kvůli demontáži)
- vodorovný přesah skluzu minimálně 35 cm

Všechny tyto podmínky byly splněny při použití dvou skluzů. V pracovní poloze jsou zobrazeny na obr. 9.4, kde vrchní skluz bude opřen o doraz, který se vytvoří na sklízecí mlátičce. Při demontáži drtiče ze sklízecí mlátičky se jednoduše dá přenastavit podle obr. 9.5. Samotný skluz je složen z plechu, na který jsou přivařeny bočnice.



*Obr. 9.4 Skluz v pracovní poloze*

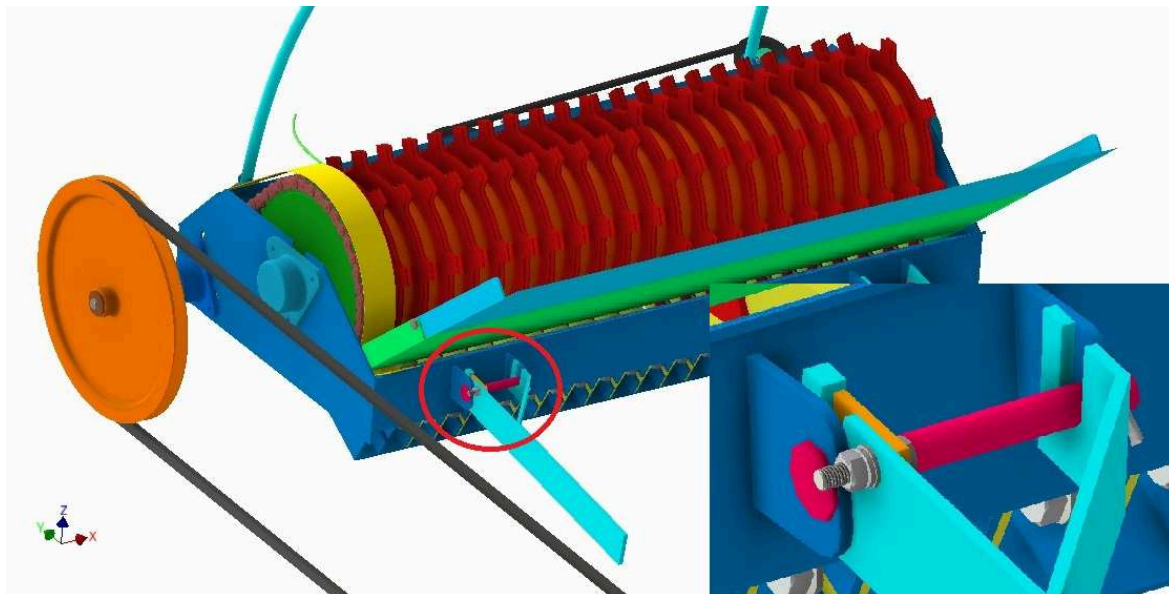


*Obr. 9.5 Skluz při demontáži drtiče*



## 10 Kontrola čepu na otláčení

Čepy spojují celou sestavu drtiče s úchytem na rámu mlátičky. Na jeden z čepů (obr. 10.1) působí jak gravitační síla, tak i síla vyvozená předpětím řemene. Je tedy nutné tento čep zkontrolovat na otláčení.



Obr. 10.1 Uchycení drtiče na rám sklízecí mlátičky

### 10.1 Gravitační síla

Hmotnost sestavy celého drtiče podle programu Autodesk Inventor 2014:

$$m = 218 \text{ kg}$$

Rozložení hmotnosti drtiče je v poměru předních úchytů k zadním 6 : 4, kdy v přední i zadní části jsou 2 úchyty (celkem je hmotnost rozložena na 4 místa)

$$m_1 = \frac{0,6 \cdot m}{2} \quad (10.1)$$

$$m_1 = \frac{0,6 \cdot 218}{2}$$

$$m_1 = 65 \text{ kg}$$

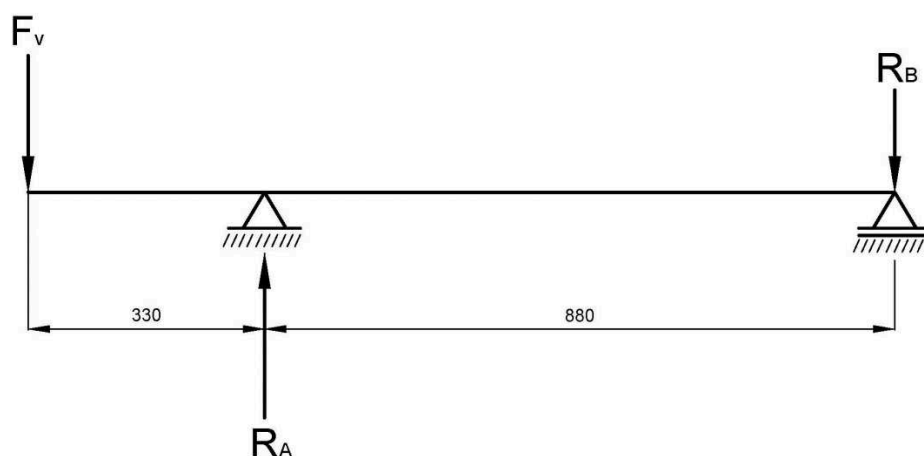
$$F_g = m_1 \cdot g \quad (10.2)$$

$$F_g = 65 \cdot 9,81$$

$$F_g = 638 \text{ N}$$

## 10.2 Napínací síla

Čep je mimo gravitační sílu namáhán také silou z předpětí řemene  $F_v$ , viz obr. 10.2.



Obr. 10.2 Schéma zatížení úchytu drtiče od napínací síly

$$\Sigma M_{iA} = 0 = F_v \cdot 330 - R_B \cdot 880$$

$$R_B = \frac{F_v \cdot 330}{880} \quad (10.3)$$

$$R_B = \frac{968 \cdot 330}{880}$$

$$R_B = 363 \text{ N}$$

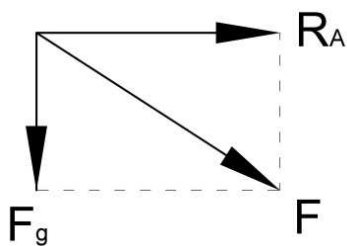
$$\Sigma F_i = 0 = F_v + R_B - R_A$$

$$R_A = F_v + R_B \quad (10.4)$$

$$R_A = 968 + 363$$

$$R_A = 1\,331 \text{ N}$$

Síly  $R_A$  a  $F$  jsou na sebe téměř kolmé (obr. 10.3), jejich výslednice je podle Pythagorovy věty:



Obr. 10.3 Rozložení sil

$$F = \sqrt{R_A^2 + F_g^2} \quad (10.5)$$

$$F = \sqrt{1331^2 + 432^2}$$

$$F = 1399 \text{ N}$$

### 10.3 Otláčení

Dovolený tlak mezi čepem a úchytem:

Materiál čepu i úchyty je ocel 11 343,  $p_D = 75 \text{ MPa}$

Průměr čepu:  $d = 15 \text{ mm}$

Tloušťka materiálu úchyty:  $s = 5 \text{ mm}$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (10.6)$$

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot 2 \cdot s}$$

$$p = \frac{1399}{\pi \cdot 15 \cdot 2 \cdot 5}$$

$$p = 3 \text{ MPa}$$

$$p < p_D$$

$$3 \text{ MPa} < 75 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 11 Kontrola zatížení řezného nože pomocí MKP

Pomocí pevnostní analýzy programu Autodesk Inventor 2014 jsem simuloval, jak se bude chovat nůž při náhlém přetížení. V jakém místě se vyskytne maximální napětí a jaká je statická bezpečnost pro toto místo.

### 11.1 Zatížení

Z obr. 11.1 lze vyčíst umístění největšího zatížení na nůž, které bude zhruba v polovině délky ostří. Proto je zatížení silou umístěno uprostřed řezné hrany nože.

Velikost síly působící na nůž je velice proměnlivá. Je zřejmé, že při řezání slámy není odpor na nůž nijak veliký. Problém však nastane, když do mlátičky vnikne cizí předmět (kámen, železo). Přitom vznikne značné jednorázové přetížení, které často způsobí vylomení nože. Pro toto přetížení jsem určil sílu 1500 N. Při maximálním výkonu drtiče jako celku by měla na 1 nůž působit síla 108 N.

#### Výpočet působící síly na 1 nůž:

Řezný průměr kráječe:

$$D = 320 \text{ mm}$$

Počet nožů:

$$j = 22$$

Krouticí moment plyne ze vztahu (7.1):

$$M_k = 127 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = M_k \cdot i \tag{11.1}$$

$$M_{k2} = 127 \cdot 3$$

$$M_{k2} = 381 \text{ Nm}$$

Síla působící na všechny nože:

$$F = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D} \tag{11.2}$$

$$F = \frac{2 \cdot 381}{0,32}$$

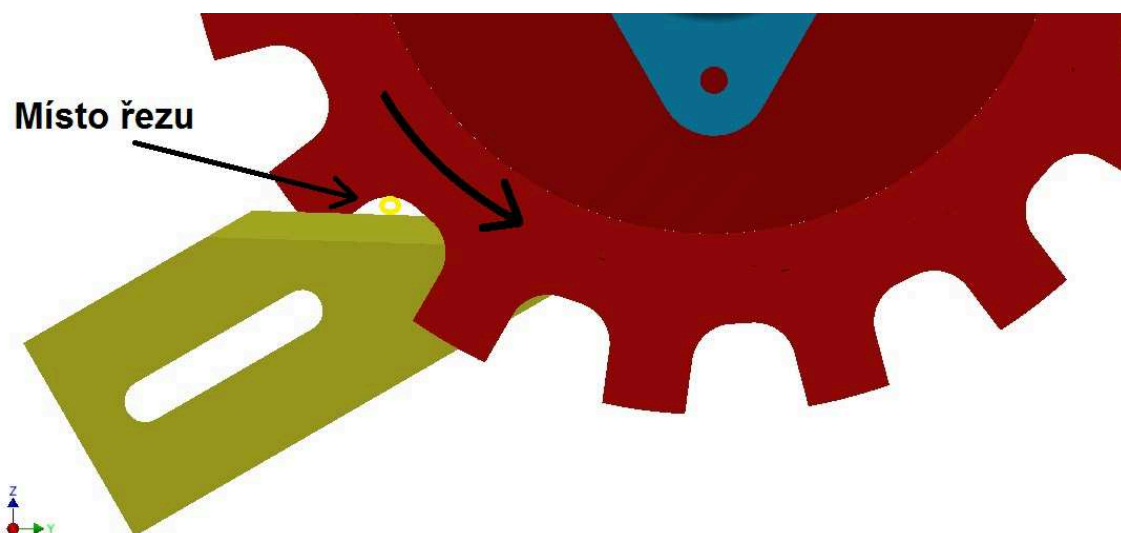
$$F = 2\,381 \text{ N}$$

Síla působící na jeden nůž:

$$F_j = \frac{F}{j} \quad (11.3)$$

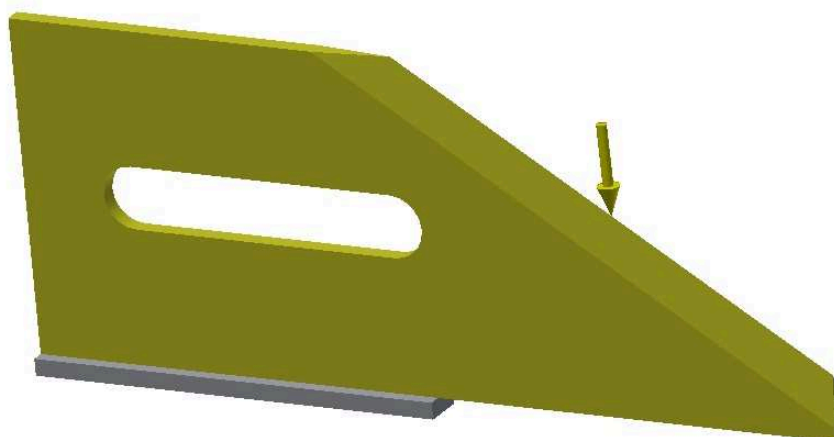
$$F_j = \frac{2381}{22}$$

$$F_j = 108 \text{ N}$$



*Obr. 11.1 Pozice nože ke kráječi*

Působíště síly je podle obr. 11.1 závislé na poloze kráječe a množství řezané slámy, nachází se přibližně v polovině délky ostří nože. Zatížení silou je znázorněno na obr. 11.2.



*Obr. 11.2 Zatížení nože silou  $F_{max} = 1\,500 \text{ N}$*

**Materiál:**

Materiál nože je ocel 12 060, ostří nože je povrchově zakaleno pro lepší otěruvzdornost.

$$R_e = 345 \text{ MPa}$$

$$R_m = 640 \text{ MPa}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3$$

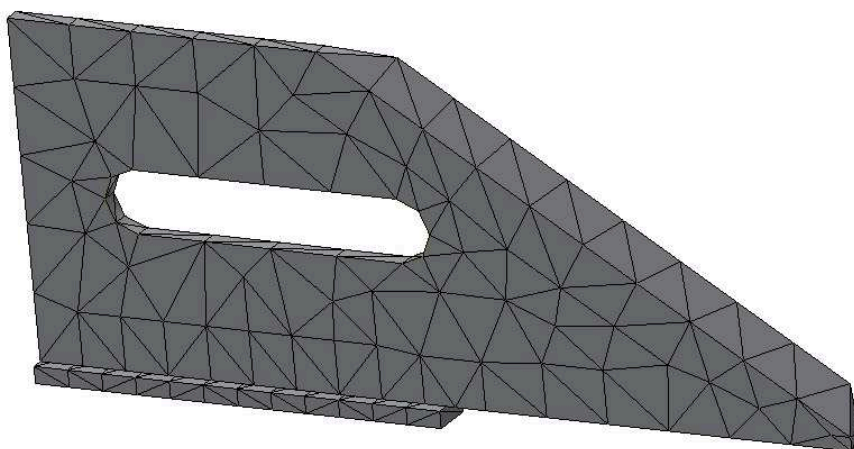
$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$G = 80\,000 \text{ MPa}$$

Chování: Izotropní

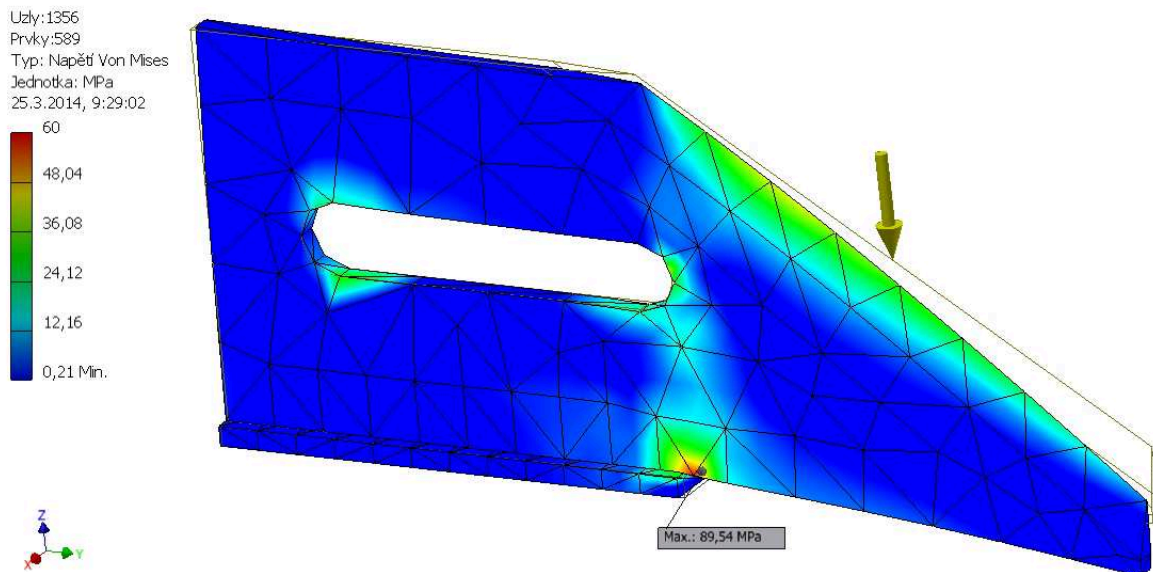
**Dotyky, vazby a síť:**

Nůž je uložen v drtiči na podpěrné desce, která je v simulaci definovaná pevnou vazbou. Další pevná vazba je umístěna v drážce pro šroub, konkrétně v jejím oblouku na opačné straně než je ostří. V těchto místech bude nůž přichycen šroubem. Síť nože (obr. 11.3) je volena mírně hustší - průměrná velikost prvku = 0,08.



*Obr. 11.3 Pohled na síť*

## 11.2 Vyhodnocení napětí



Obr. 11.4 Výsledné napětí

Pevnostní analýza zobrazila největší koncentraci napětí v místě, kde končí podpěra nože (obr. 11.4). Pro výpočet volím minimální statickou bezpečnost  $k_{smin} = 2$ .

$$\sigma_{max} = 89,54 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} \quad (11.4)$$

$$k_s = \frac{345}{89,54}$$

$$k_s = 3,85$$

$$k_s > k_{smin} \rightarrow \text{podmínka bezpečnosti vyhovuje}$$

Hlavním cílem této simulace bylo zjistit polohu a také hodnotu maximálního napětí. Tento cíl byl splněn spolu s následným ověřením podmínky pevnosti součásti. Celá simulace je závislá především na zatěžující síle, která má hodnotu 1500 N, což je maximální přetížení nože. Ovšem i při tomto přetížení je statická bezpečnost relativně vysoká  $k_s = 3,85$ .

## 12 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení drtiče slámy pro sklízecí mlátičku Claas Cosmos (obr. 12). Konstrukce drtiče vychází ze stávajícího zařízení, které je inovováno podle požadavků zadavatele. Inovace jsou zde provedeny hlavně z hlediska jednodušší obsluhy drtiče (montáž a demontáž ze sklízecí mlátičky, napínání řemene). Další změny se týkají zlepšení chodu samotného stroje (přidání skluзу pro přívod slámy). V rámci inovace uchycení drtiče na rám stroje je pevnostně zkontrolován čep na otlacení, který vyšel s dostatečnou rezervou.

V této práci je také zkontrolován řemenový převod pro pohon drtiče, který byl před lety zadavatelem navrhnout, avšak nebyl spočítán. Tato kontrola vyšla. Následuje kontrola řetězového převodu, který je již originální výroby, ovšem řetěz je potřeba často vyměňovat z důvodu natažení. Převod početní kontrolou nevyšel a byl navrhnout o řád vyšší, dvouřadý řetěz, s životností okolo 10 000 hodin. Mezi řemenovým a řetězovým převodem je na základě výpočtů navrhnoutý průřez hřídele.

Část práce se také zabývá kontrolou řezného nože při jednorázovém přetížení pomocí metody konečných prvků. Maximální zatěžující síla zde byla spočítána. Následná kontrola nože vyšla s dostatečnou bezpečností.



*Obr. 12 Drtič slámy na sklízecí mlátičce Claas Cosmos*



## 13 Seznam zdrojů

### Knihy a příručky:

- [1] KUMHÁLA, František.: *Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu*. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007, 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006, 924 s, ISBN 80-7361-033-7
- [3] KALÁB, K.: *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*. Vysokoškolská příručka. [online]. [cit. 2014-5-1]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-remen.pdf>
- [4] KALÁB, K.: *Návrh, výpočet, montáž, mazání a údržba řetězového převodu*. Vysokoškolská příručka. [online]. [cit. 2014-5-1]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez-2014.pdf>

### Internet:

- [5] Straw management. *Claas* [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/products/combine-harvesters/tucano480-470/threshing-systems/straw-management>
- [6] Download Centre. *Claas* [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/fascination-claas/media/download-center?subNavDcDoctype=getQueryListDcPictures&misc=3952&productType=3858&products=3834>
- [7] Historické sklízecí mlátičky v NZM Čáslav. *Kombajny* [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://kombajny.wz.cz/nzm/caslav.html>
- [8] Das CLAAS Dreschwerk. *Claas* [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://www.claas.de/produkte/maehdrescher/avero240-160/dreschsysteme/dreschsystem-avero160>

- [9] Straw walker technology. *Claas* [online]. [cit. 2014-05-05].  
Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/products/combine-harvesters/avero240-160/threshing-systems/straw-walker-technology>
- [10] Práce s posklizňovými zbytky. In: *Eagrotec* [online]. [cit. 2014-05-06].  
Dostupné z: [http://www.eagrotec.cz/obrazky-soubory/nh\\_prospektcr\\_pro-web-final-2d6d0c.pdf?redir](http://www.eagrotec.cz/obrazky-soubory/nh_prospektcr_pro-web-final-2d6d0c.pdf?redir)
- [11] CASE IH Axial-Flow. *Vektor-mezogep* [online]. [cit. 2014-05-05].  
Dostupné z: [http://vektor-mezogep.hu/en/case\\_ih/axial-flow\\_7230-8230-9230/6/1746/](http://vektor-mezogep.hu/en/case_ih/axial-flow_7230-8230-9230/6/1746/)
- [12] CLAAS straw management. *Claas* [online]. [cit. 2014-05-05].  
Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/products/combine-harvesters/lexion780-740/threshing-systems/straw-management>

**Použitý software:**

Microsoft Office Word 2010

Autodesk AutoCAD 2014

Autodesk Inventor 2014

## **14 Přílohy**

*Příloha 1 - Výkresová dokumentace*

*Příloha 2 - Bakalářská práce na CD*